

低温熱源回収用高性能熱交換器の開発・研究（向流型熱伝達促進用挿入板の場合）

その他（別言語等） のタイトル	Study on a Cross Flow Type of High Performance Heat Exchanger for Recovery from Low Heat Sources
著者	アムバリタ ヒムサール, 佐藤 和彦, 鈴木 淳, 黒谷 博史, 本間 弘達, 鎌田 紀彦, 岸浪 紘機, 勇田 敏男, 松波 撰哉
雑誌名	寒地技術論文・報告集
巻	20
ページ	450-457
発行年	2004
URL	http://hdl.handle.net/10258/1611

低温熱源回収用高性能熱交換器の開発・研究（向流型熱伝達促進用挿入板の場合）

その他（別言語等） のタイトル	Study on a Cross Flow Type of High Performance Heat Exchanger for Recovery from Low Heat Sources
著者	アムバリタ ヒムサール, 佐藤 和彦, 鈴木 淳, 黒谷 博史, 本間 弘達, 鎌田 紀彦, 岸浪 紘機, 勇田 敏男, 松波 撰哉
雑誌名	寒地技術論文・報告集
巻	20
ページ	450-457
発行年	2004
URL	http://hdl.handle.net/10258/1611

低温熱源回収用高性能熱交換器の開発・研究 (向流型熱伝達促進用挿入板の場合)

ヒムサール・アンバリタ (室蘭工業大学)

佐藤 和彦 (㈲ダイワ冷設)

鈴木 淳 (室蘭工業大学)

黒谷 博史 (〃)

本間 弘達 (〃)

鎌田 紀彦 (〃)

岸 浪紘 (〃)

勇田 敏男 (東京電機大学)

松波 撰哉 (ノーステック財団)

第20回 寒地技術シンポジウム

2004年10月27, 28, 29日

Study on a Cross Flow Type of High Performance Heat Exchanger for Recovery from Low Heat Sources

Himsar Anbarita (Muroran Institute of Technology)

S. Satou (Daiwa Refrigeration L.T.D.)

J. Suzuki (Muroran Institute of Technology)

H. Honma (〃)

N. Kamada (〃)

K. Kishinami (〃)

T. Yuta (Tokyo Denki University)

S. Matunami (NOASTEC Foundation)

COLD
REGION
TECHNOLOGY
CONFERENCE 2004

1. 緒言

現在我々の生活の中で最も身近なエネルギー資源は、石油、石炭など化石エネルギーである。しかし、それらの化石エネルギーは埋蔵量に限りがある上、燃焼等に伴い有害物質や温室効果ガスなどを排出するため、世界規模で深刻な地球環境問題を併発し、さらに直面する深刻な深層課題として我々の生存に不可欠な資源(土壌、水、生物の多様性)の崩壊を誘発している。

そこで、環境と人類が共存できる対策として再生可能な自然エネルギーなど代替エネルギーの開発、及び日常使用するエネルギーの有効利用の活用度を向上させて、環境負荷を低減させることが何より重要である。

本研究では、熱回収を目的とした熱交換器は温度差が大きいほど、その温度差に比例した交換熱量が得られる原理より、寒冷地の大型建築物の冬季暖房換気などにおける低温度差域からの熱回収用熱交換器は何より先ず、安価(材料費の節約)で高性能でなければならない。そのため、伝熱面積を押さえ熱通過率の向上した低温度差用の熱交換器の開発を目指し、本研究室により開発した熱伝達促進機構を内蔵した直交流式および向流式熱交換器を提案し、廃熱の有効利

用を目的とした、低温域での熱回収を可能とする高性能新形式熱交換器を3種試作し、これまでの熱交換器と併せて関連するパラメーターの下で実験を行った結果と、熱伝達促進のためダクト内部に挿入板を装着した場合の流れ・温度場さらにヌセルト分布などの数値解析結果より熱伝達促進効果を調べ、その最適性について報告するものである。

2. 実験装置及び実験方法

2-1 実験装置

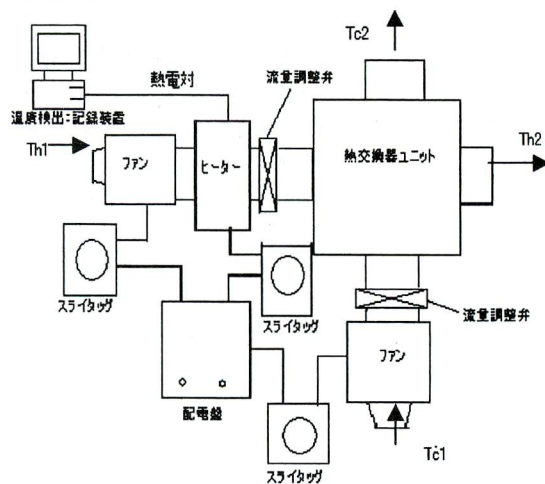


Fig. 1 Outline of Experimental Apparatus

ヒムサール アムバリタ 室蘭工業大学 工学部 (室蘭市水元町 27-1、TEL0143-46-5311)

佐藤 和彦 (有)ダイワ冷凍設備工業 (室蘭市日の出町 1-3-9、TEL0143-43-2080)

Fig.1 に本実験装置の概要を示す。実験装置は熱交換器エレメントが挿入される熱交換器ユニット、ファン、暖気を発生させるヒーター、熱源温度調節用スライタック（変圧器）及びパソコン（温度検出・記録用）、配電盤、流量調整弁、12箇所に設置されたクロメル・アルメル熱電対で構成される。実験はスライダックを用い廃熱源、受熱源流体の流量調整と廃熱源温度調整により行った。

2-2 直交流式熱交換器の概要

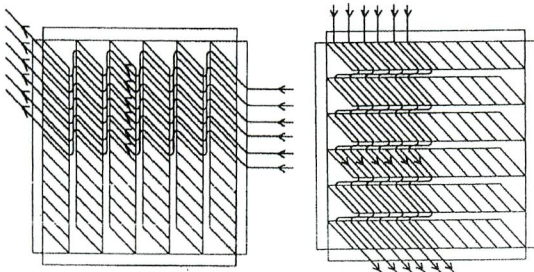


Fig.2 45° Inclined Plate Fin Arrangement of Type II, III

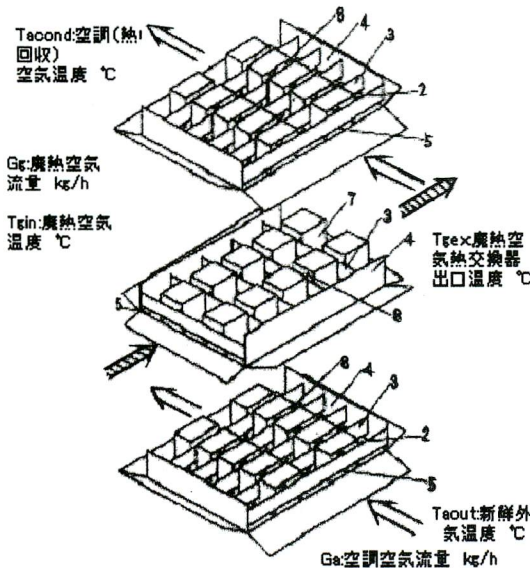


Fig.3 Flow Pattern and Fin Arrangement Setting Inserted Plate

今回の実験に用いた熱交換器は、プレートフィン方式の積層型直交流式熱交換器で、多数の薄い平板とプレートフィ

ンを交互にパッキングを挟んで重ね合わせて締め付け、これによりできた狭い長方形断面の空隙のひとつおきに、それぞれ低温流体と高温流体を流して熱交換を行わせる形式である。本実験では、これまでの直交流型に熱交換促進用挿入板を設置した Fig.3 に示す形式の他に、プレートフィンを45°傾斜配置とし、それらを交互に積層することにより、外見は直交流型、内部流れは向流型とする新形式の向流型熱交換器を提案する。Fig.2 にその概形図を示す。

3. 本実験で提案するフィン型熱交換器

本実験では従来型の直交流式熱交換器（出口高さ230mm フィン高さ3.5mm 72段）市販型、Fig.3 に示すフィン高さ12mmに拡大しその間に熱伝達促進のため挿入板を設置した（出口高さ185mm）一型、さらに一型のフィン形状を Fig.2 の配置に変更し、向流を実現した（出口高さ230mm フィン高さ20mm の二型、出口高さ140mm フィン高さ14mm の三型）の計四種の熱交換器を用いて実験を行った。また、Fig.3 に一型の挿入板を設置した伝熱面内部構造を示す。

4. 実験結果及び検討・考察

4-1 本研究で用いた定義式及び

伝熱ユニット数

$$\text{温度効率: } \eta_t = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (1)$$

$$\text{熱通過率: } \frac{1}{k} = \frac{1}{h_h} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{h_c} \quad (W/m^2 \cdot K) \quad (2)$$

対数平均温度差:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad [K \text{ または } ^\circ C] \quad (3)$$

$$\text{交換熱量: } Q = k(T_h - T_c)A = k\Delta T_m A \quad (4) \cdot a$$

$$= m_h C_{hp} (T_{h1} - T_{h2}) = m_c C_{cp} (T_{c2} - T_{c1}) \quad (4) \cdot b$$

$$\text{流量比: } R = m_c / m_h \quad (5)$$

$$\text{伝熱ユニット数: } S = \frac{KA}{F_c} \quad (F_c = m_c C_{cp}) \quad (6)$$

特に $R=1$ の時 $S = \frac{KA}{F_c} = \frac{\eta}{1-\eta}$ (7)

エクセルギー:

$$E = m \cdot C_p \cdot \left[(T_{c2} - T_{c1}) - T_0 \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right] \quad (8)$$

(但し $T_{c1} = T_0$)

上式中 ΔT_m : 対数平均温度差, F : 水当量 ($m \cdot c_p$), k : 熱通過率, A : 伝熱面面積, η_t : 温度効率である。

伝熱ユニット数 S は、2 流体熱交換流体の解析解式 (3), (4)・a に廃熱・受熱両流体間の熱釣合式 (4)・b と温度効率 η の関係式 (1) を導入して導出される熱交換器の性能を表す無次元数である。

4-2 入口温度差と温度効率

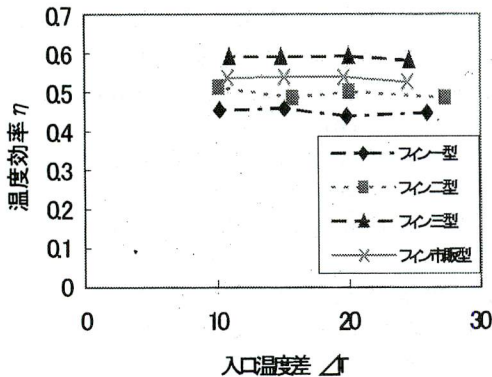


Fig.4 Effectiveness Characteristic at $R=1$

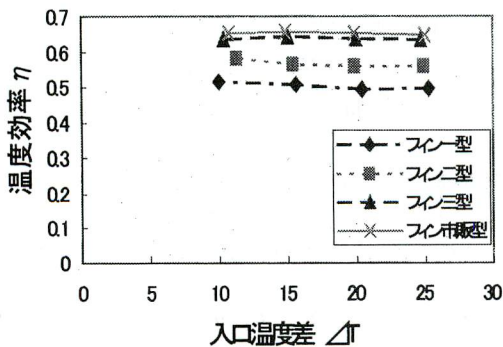


Fig.5 Effectiveness Characteristic at $R=0.8$

Fig.4,5は流量比 $R=1.0, 0.8$ での加熱、受熱流体入口温度差と温度効率の関係を示す。全ての場合の熱交換器入口部の加熱と受熱流体の温度差 ($T_{h1} - T_{c1}$) は 10, 15, 20, 25℃であるが、入口温度差に関係なく温度効率はほぼタイプごとに一定の値をとっており、向流化したフィン3型が最も温度効率が高く、次いで直交型の市販型がとなっている。また、流量比 1:0.8では、市販型が最も高くなり3型を上回る。これは、流速が早いほど挿入板による効果が大きく表れ、全体として温度効率は向上している。

4-3 伝熱ユニット数と温度効率

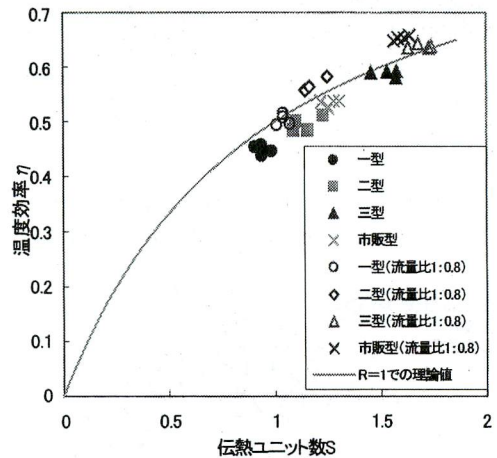


Fig.6 Effectiveness and Number of Heat Transfer unit

Fig.6は4種類の熱交換器の伝熱ユニット数 S と温度効率 η との関係及び式 (6) を用いた流量比 1:1での理論値と実験値を比較して示す。図よりどの熱交換器も伝熱ユニット数 S が上昇するに従って温度効率 η は上昇している。またこのグラフの理論値と実験値との比較により目標とする温度効率に対しての伝熱ユニット数が判明する。そこから判断すると、3型であれば目標とする温度効率が70%であるなら、伝熱ユニット数 S は2.5~3ほどが必要である。また、図より流量比が 1:0.8の場合3型と市販型の性能が逆転している。これは、市

販型は伝熱面積を大きくすることにより、温度効率を上げているが、本研究室の1~3型は流路に垂直な平板を挿入することで意図的に熱通過率を増大させて、温度効率を上げていることによる。温度効率に R を乗ずれば式(1)で定義される、本来の保有熱エネルギーに対して、実際交換された新規の熱流量の比として熱交換効率に直結するものと考えて差し支えない。

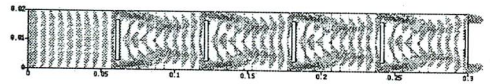
4-4 伝熱面間ダクト内に熱伝達促進用挿入板を設置した場合の数値解析による考察

伝熱面間ダクト内に平板を挿入することは本形式の熱交換器の性能向上に著しく貢献することが判明したので、ダクト高さ20mm長さ300mmの上下伝熱面を50℃の等温条件、20℃の加熱される空気を流速 $V\text{ m/s}$ で入口部から流入した場合の単純化した基本伝熱要素に対してSimple法による数値解析を行い、挿入板の幅(14mm、10mm)と設置枚数($N=5, 10$)の効果について明らかにした結果を以下に示す。

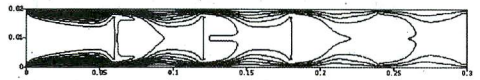
Fig7~9は14mm高さの挿入板を60mmの間隔で5枚設置した場合において入口空気流速 $V=0.2, 0.5, 1.0\text{ m/s}$ における伝熱ダクト内の加熱される空気流体の速度、温度、流線分布の解析結果を示す。同様に、Fig.10~12は同一条件において挿入板を設置しない場合に対する解析結果である。両場合を比較すると挿入板を設置することにより伝熱面近傍は著しく加速され熱伝達促進が流速 V が大きくなる程増大し、挿入板背後に大きな渦流が生成し、完全発達流高さ20mmのダクト内伝熱では流速 V が早くなれば熱交換に関与しない中央部の流速域が表れ様相が著しく異なる事が判明する。尚、渦流は大きな圧力損失を意味している。

Fig.15,16は高さ20mmダクト内に14mmの挿入板10枚、10mmの挿入板5枚を設置した $V=0.5\text{ m/s}$ での解析結果を示す。枚数を増やすことで、壁近傍の温度が密になり大きな熱伝達促進が予

a. Velocity profile



b. Temperature profile



c. Streamlines

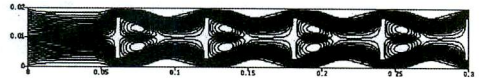
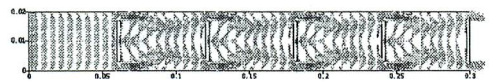


Fig.7 Flow and Temperature distribution at $V=0.2\text{ m/s}$

a. Velocity profile



b. Temperature profile



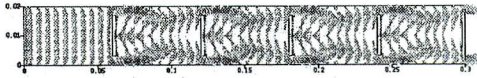
c. Streamlines



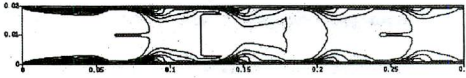
Fig.8 Flow and Temperature distribution at $V=0.5\text{ m/s}$

想される。一方、挿入板の高さ10mmとした場合、後部の渦流域が縮小され、温度場も疎となり熱伝達促進は低下している。これらをまとめた14mm高さ挿入板5枚の場合の流速 V に対する局所ヌセルト数をFig15に示す。図の結果より、挿入板がない場合(WF)入口部のみ先端効果により Nux は大きな値となるが、以降完全発達流となって $Nux=11$ 前後に漸近する。これは高さに関係なく成立する。一方、挿入板を設置し

a. Velocity profile



b. Temperature profile

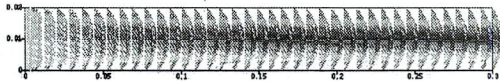


c. Streamlines



Fig.9 Flow and Temperature distribution at $V=1.0\text{ m/s}$

a. Velocity profile



b. Temperature profile



c. Streamlines

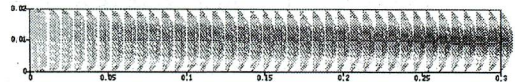


Fig.10 Flow and Temperature distribution at $V=0.2\text{ m/s}$ (Without Inserted Plate)

た場合その設定位置近傍の大部分において、 $Nux=40\sim80$ の大きな熱伝達促進がなされている。Fig.18はこれらの結果をまとめた流速 V に対する平均ヌセルト数を表示するが高さ 20mm、長さ 300mm の伝熱ダクトにおいて挿入板 5枚の場合が流速 0.5m/s 以上において最も高性能であり、10 枚の場合は流速 $V=0.3\text{ m/s}$ 以下において高性能となる。単なるダクトとした場合平均ヌセルト数

は、 $V=0.8\text{ m/s}$ 以上では最良値の 1/3 以下の性能で、高さ 10mm 挿入板の場合はこれらの中間値を示している。図 20 はこれら各場合の熱交換熱量 $Q(w)$ と圧力損失 $P(N/m^2)$ を示す。これより、14 mm、高さ 5 枚の挿入板の場合が最も熱交換能力が高い（挿入板無しの場合の 2.5 倍程度となる）。一方、挿入板なし 20mm の場合熱交換能力は 40% 以下と

a. Velocity profile



b. Temperature profile



c. Streamlines

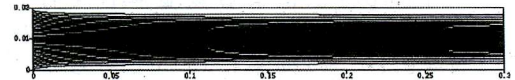
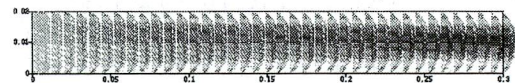


Fig.11 Flow and Temperature distribution at $V=0.5\text{ m/s}$ (Without Inserted Plates)

a. Velocity profile



b. Temperature profile



c. Streamlines

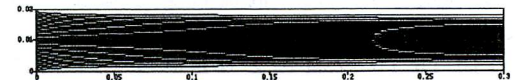
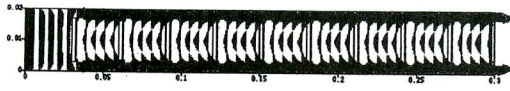


Fig.12 Flow and Temperature distribution at $V=1.0\text{ m/s}$ (Without Inserted Plates)

a. Velocity profile



b. Isotherm contours

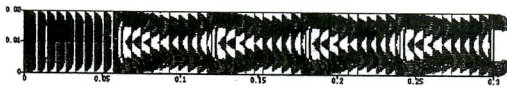


c. Streamlines

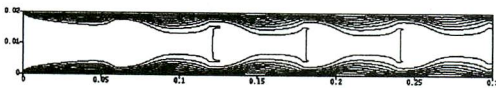


Fig.13 Flow and Temperature distribution at $V=0.5\text{ m/s}$ with 10 Inserted Plates 14mm in height

a. Velocity profile



b. Isotherm contours



c. Streamlines

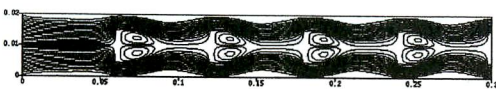


Fig.14 Flow and Temperature distribution at $V=0.5\text{ m/s}$ with 5 Inserted Plates 10mm in height

なるが、圧力損失は挿入板高さ 14mm、5 枚の場合の 1/40 以下となる。しかし、 $X=0.7\text{ m/s}$ 以上において同一熱交換量とするためにはダクト高さ 20mm を 5mm 程度に下げねばならず、圧損は高さの二乗に比例するため 16 倍に増大することになる。実際市販型直交流式熱交換器において熱交換流体の流れるダクトは、ここで論じている 2 枚シート間のボアズ

イユ流れではなく、ダンボール板の様な三角ダクトの集積体構造となっている。従って、圧力損失は平行平板の圧力損失に対し、80%ダクト高さの等価直径の円管として Fig.18 に示すダクト高さ 20mm の場合の 5~6 倍となることが類推され、さらに 5mm ダクト高さとするれば圧損は 16 倍となって、市販形式の熱交換器の圧力損失に対する優位性は、さほどないのが実情である。本論での 20mm ダクトの解析モデルによる、フィン効果は 20% 前後であることより三角フィン集合体ダクトのフィン効果はダクト高さが大きい場合はさほどの割合を占めないことが予想される。従って、本論の挿入板による新型熱交換器は、圧力損失を下げる対策が実現されるならば、材料費の著しい節減 (10 倍以上) と併せて優秀なる熱交換器となる可能性を有することになる。

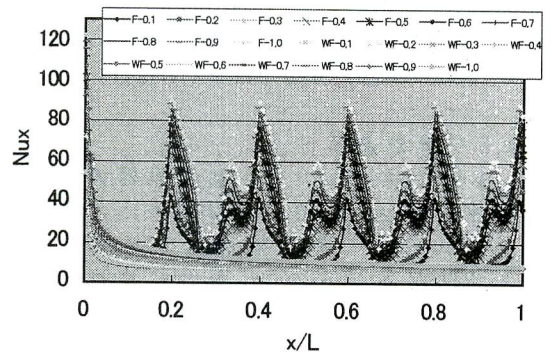


Fig.15 Local Nusselt Number

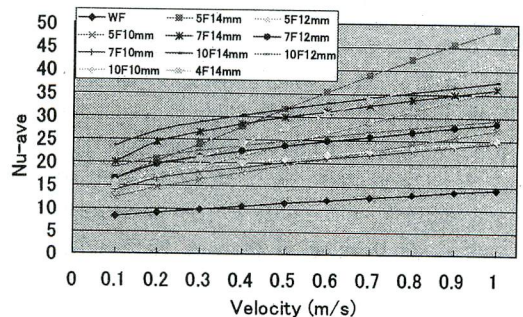


Fig.16 Average Nusselt Number

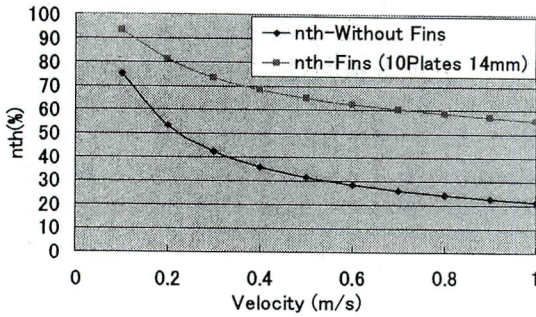


Fig.17 Thermal Efficient

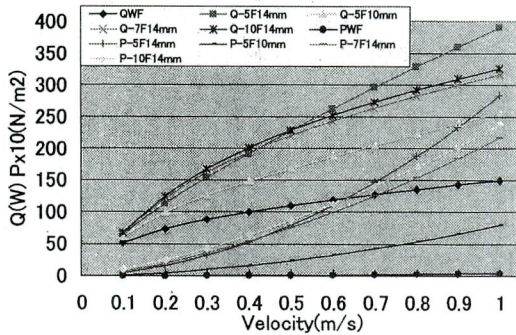


Fig.18 Heat transfer $Q(W)$ and Pressure drop (N/m^2)

4-5 交換熱量特性

本論で実験した、各熱交換器の熱交換特性を Fig.19,20 に示す。今回の実験ではそれぞれの熱交換器エレメントは高さ寸法が異なるので、単純に交換熱量だけで比較することはできない。そこで、Fig.19 は流量比 1:1 の場合の単位体積あたりの入口温度差と交換熱量との関係で与えている。これより、単位体積あたりで、交換熱量が最も大きいのは市販型であり、その後 1 型が続き、その後 3 型、2 型の順である。前述の温度効率の関係とは異なる結果になるが、これは 2 型及び 3 型が内部に挿入板を入れ、さらにフィン形状により向流を実現する構造を採用しているため、内部での抵抗が大きくなり流量が著しく低下したことが原因と考えられる。この図より、20mm 高さの一型は 3.5mm プレートの 60~70% の性能より、材料費は 1/6 として材料費あたりでは 4 倍も一型が優れている。さらに単位伝熱面積あたりの交

換熱量を Fig.20 に示す。二図中最大の交換熱量は 2 型の場合であり、その次に 3 型、市販型及び 1 型はほぼ同じとなっている。このことから、挿入板によって、伝熱面積を増大させることなく交換熱量を上げることができる。

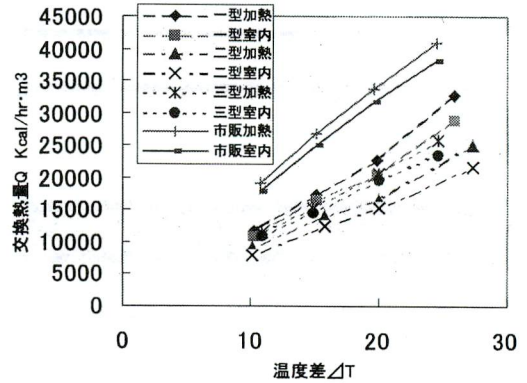


Fig.19 Characteristic of Exchanged Heat per Unit volume

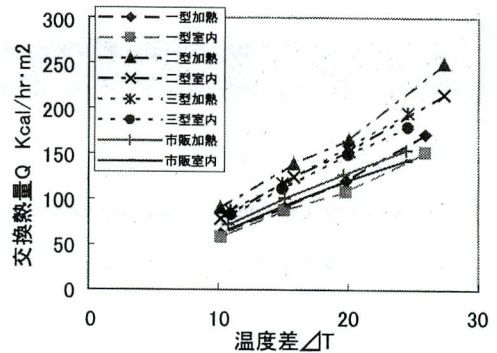


Fig.20 Characteristic of Exchanged Heat per Unit Area

4-6 交換エクセルギー特性

今回実験に用いた市販型 (340×340×230) 及び 3 型 (340×340×140) の温度差とエクセルギーの関係を出口高さが等しいとした条件で、Fig.21 に示す。エクセルギーとはエネルギー全体の中で、利用可能なエネルギーの量のことを言う。またその定義式 (7) と温度効率は式 (1) で表されるため、温度効率 50% で、入口温度差が 25°C とすれば受熱側の出口温度は 12.5°C 上昇する。また、同様に 70% であれば、被加熱側出口の温度は 17.5°C 上昇する。実験結果は、出口高

さが同じならば、市販型と3型では市販型のほうが秀でている。しかし、本実験で使用した1-3型の各熱交換器はフィンの接合部に構造上の問題があるため、これを考慮すれば26%ほど上昇することが予測されている。そこで、温度効率を70%ほどとした場合のエクセルギーは、3型と市販型で、ほとんど変わらないことになる。また、さらに温度効率が80%迄上がるとしてエクセルギーを算出すると、3型の流量でも市販型を完全に上回ることが判る。よって、暖房などに使うならば、市販型より3型が向いていると考えられる。また、以上の事より抵抗を少なくし質量流量 m を上げることが、熱伝達を上げ K 値(熱通過率)の維持につながり、伝熱ユニット数の増加及び交換熱量、エクセルギ交換量を増加させる。その処置が本形式の性能向上の要となる。

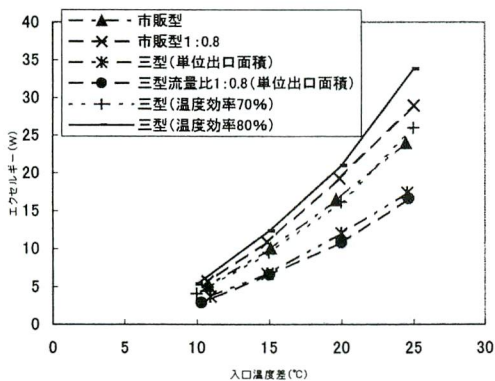


Fig.21 Exergy Exchanged
Characteristic of Type(III)
and Conventional Type

5. 結言

本論で提案する新型熱交換器はこれまでの伝熱面積の増加によるものから、熱通過率 K の向上に主点を移した形式であり、さらに外見上は直交流型で、内部流れは向流型とした形式を提案し試作し実験を行った。本論の主テーマである挿入板の効果について単純化した伝熱面要素モデルに対し挿入板高さ、枚数などをパラメーターとした数値解析を実

施し、その効果を検討した。得られた結果は以下ようになる。

1. 本条件では入口温度差によらず温度効率は各熱交換器毎にほぼ一定の値をとる。また、温度効率は伝熱ユニット数 S により決まり、伝熱性能向上のためには S の値を向上させる事が必須である。また、その手法としては伝熱面積を増やすことや、 K 値を増加させる事が挙げられる。また、本論で提案する熱交換器はこれまでの形式に比べ、伝熱面積を1/4~1/6に出来るため、材料費がその分安価にすむこととなる。
2. 交換熱量 Q は入口温度差、及び流量が増加するほど上昇する。
3. エクセルギー的に見るならば、流量を大きくすることを考えるよりも、温度効率を上げていくことのほうが重要であり、3型の温度効率を落とさずに流量を上げ、さらに温度効率を上げる事が暖房用として理想的な熱交換器の基本条件である。
4. 数値解析による熱伝達促進用挿入板の解析結果より大きな熱伝達促進効果が認められ、高さ W 、枚数 N により最適値があり今後の熱交換器の開発に対して大きな指針を与える結果が得られた。

図中使用記号例

WF-0.8:挿入板無しダクト流速 0.8m/s

10F14mm:10枚高さ 14mm 挿入板

F-0.5:5枚 14mm 高さの挿入板,流速 0.5m/s

Q:交換熱量(W) P:圧力損失 N/m^2

参考文献

- (1) 中山 恒 著
エネルギー工学のための熱交換器技術入門, オーム社
- (2) I. Orlanski, A Simple Boundary Condition for Unbonded Flows, J. Comput Phys., vol.21, pp. 251-269, 1976.
- (3) S.V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, New York, 1980.